

2103 高さ調整弁および差圧弁を考慮した 非線形空気ばねモデルに関する研究

○ 中島 登志久 (東京理科大院) 正 [機] 杉山 博之 (東京理科大)
正 [機] 下川 嘉之 (新日鐵住金) 水野 将明 (新日鐵住金)

Development of Nonlinear Air Suspension Model with Leveling and Differential Pressure Valves

Toshihisa NAKAJIMA, Tokyo University of Science, 1-14-6, Kudankita, Chiyoda-ku, Tokyo

Hiroyuki SUGIYAMA, Tokyo University of Science

Yoshiyuki SHIMOKAWA, Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation

Masaaki MIZUNO, Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation

In this investigation, a nonlinear air suspension model that accounts for the effect of the nonlinear flow characteristics of the leveling and differential pressure valves is developed. The flow characteristics of the leveling valve are incorporated into the numerical model by tabular interpolation of the measured data as a function of the lever displacement and the upstream pressure, while those of the differential pressure valve are determined using the compressive flow equation of a pipe orifice. The resulting differential equations associated with the mass flow rates of the air suspension, leveling valve and differential pressure valve are integrated forward in time at every time step to determine the air suspension force. This model also allows for a straightforward integration into the multibody vehicle dynamics model. It is demonstrated that the proposed nonlinear air suspension model leads to good agreement with the experimental results.

Keywords : air suspension, leveling valve, differential pressure valve, vehicle dynamics simulation, multibody dynamics

1. 緒言

急曲線を低速で通過する際には、出口緩和曲線において1軸外軌輪重が減少し、自動高さ調整弁(レベリングバルブまたはLV)がその輪重減少を助長することが指摘されている¹⁾。そのため、レベリングバルブおよび差圧弁(DPV)を含む、空気ばね系の動特性が車両運動に及ぼす影響を検討するためには、空気ばね系の流量特性を厳密に考慮した解析が必要である。一方、車両状態監視の観点から、空気ばね系がフェールした際の車両挙動を明らかにし、その車両運動に基づく異常検知アルゴリズムの開発も近年では行われている²⁾。例えば、レベリングバルブの給排気フェールでは、空気ばねが大変位し、車体高さおよび左右空気ばねの内圧が大きく変動するため、空気ばね、レベリングバルブおよび差圧弁の連成効果を厳密に考慮した解析モデルが必要不可欠である。

従来は、空気ばね本体と補助空気室間の定常圧を仮定したモデル³⁾や差圧弁の流量特性が厳密にモデル化されて

いないモデルなど、空気ばね、レベリングバルブおよび差圧弁の連成効果とその非線形流量特性を厳密に考慮したモデルについては十分な検討が行われていない。そこで本研究では、レベリングバルブおよび差圧弁の流量特性を厳密に考慮した非線形空気ばね系モデルの開発を行い、車両運動解析にこれらの影響を考慮可能なシミュレーション法を開発する。また、実験結果との比較により、提案手法の妥当性を示す。

2. LVおよびDPVを含む非線形空気ばねのモデリング

2.1 空気ばねモデル

図1に示すようなLVおよびDPVを含む空気ばね系において、空気ばね本体の内圧および体積を P_A および V_A 、補助空気室の内圧および体積を P_B および V_B 、初期内圧および初期空気密度を P_0 および ρ_0 、オリフィス、LV、DPVを流れる空気の流れをそれぞれ q_A 、 q_L 、 q_D とする。空気ばねが初期平衡位置から下向きに x だけ変位したと仮定

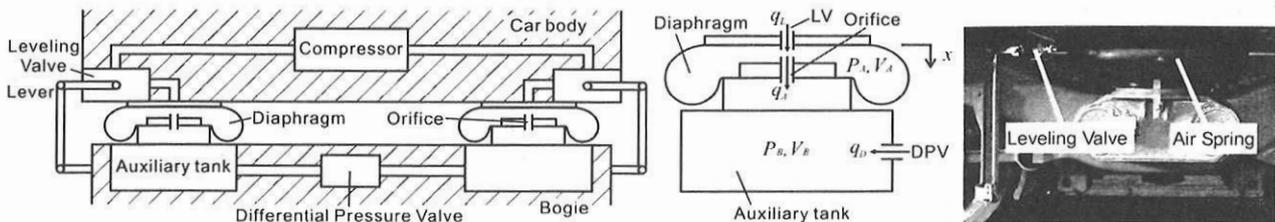


Fig.1 Air suspension system

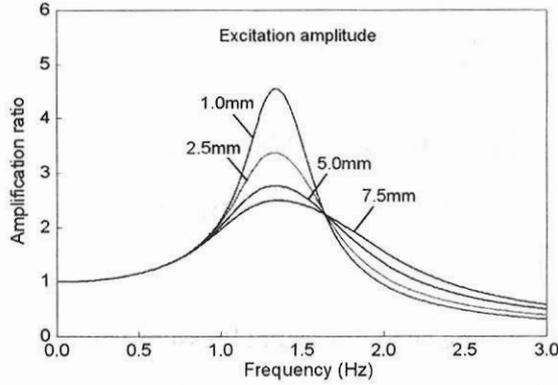


Fig.2 Frequency response

すると、本体の質量および体積はそれぞれ $\rho_0 V_A - q_A + q_L$ および $V_A - \delta V(x)$ と表される⁴⁾。また、補助空気室の質量および体積はそれぞれ $\rho_0 V_B + q_A + q_D$ および V_B となる。ここで、 $\delta V(x)$ は空気ばねの体積変化であり、体積変化率を A_1 として体積が空気ばね変位に対して線形に変化すると仮定すれば $\delta V(x) \approx A_1 x$ と与えられる。質量保存則から、空気ばね本体および補助空気室内の空気密度は、次式のように求まる。

$$\rho_A = \frac{\rho_0 V_A - q_A + q_L}{V_A - A_1 x}, \quad \rho_B = \frac{\rho_0 V_B + q_A + q_D}{V_B} \quad (1)$$

一方、空気ばね本体および補助空気室内の気体について断熱変化を仮定すると、それぞれの内圧は次式で与えられる。

$$P_A = P_0 \left(\frac{\rho_0 V_A - q_A + q_L}{\rho_0 (V_A - A_1 x)} \right)^\kappa, \quad P_B = P_0 \left(\frac{\rho_0 V_B + q_A + q_D}{\rho_0 V_B} \right)^\kappa \quad (2)$$

ここで κ はポリトロプ指数である。また、オリフィスを通る空気の質量流量は、差圧が流量の β 乗に比例するとして、次式のようにモデル化する⁵⁾。

$$R\dot{q}_A^\beta = \text{sign}(P_A - P_B) |P_A - P_B| \quad (3)$$

ここで、 β は空気ばねの非線形減衰特性を表す係数であり、下澤らは、実験的に $\beta = 1.7$ とすることにより、実験結果と良い一致が見られることを示している⁵⁾。以上から、有効受圧面積変化率を A_x とすると空気ばねの発生力は、

$$F_{AS} = -P_0 \left\{ \left(\frac{\rho_0 V_A - q_A + q_L}{\rho_0 (V_A - A_1 x)} \right)^\kappa (A + A_x x) - A \right\} + P_{at} A_x x \quad (4)$$

として与えられる。また、空気ばねの上昇ストップおよび下降時の積層ゴムとの接触を、スティフなばねでモデル化している。

本モデルを用いて、空気ばね単体の振動特性の検討を行うため、補助空気室下部を変位加振したときの周波数応答曲線を図2に示す。本図より、構築したモデルにより、減衰の振幅依存性がモデル化できており、この結果は下澤らによる実験結果⁵⁾とも整合性が取れていることが分かる。

2.2 レベリングバルブ (LV) モデル

図1に示すように、LV は台車に接続されるリンク、LV 本体および両者を接続するレバーにより構成され、レバー変位に応じて弁が開閉し、空気ばねに給排気が行われることで、車体高さを一定に保つ。LV には、約1秒の時間遅れを持ち1段階の流量特性を有するものと、急激な空気ばね内圧変化を抑えるために、図3に示すような微小流量帯を有する2段階の流量特性を持つLV が用いられることが多い。これらの流量特性は弁の開度に対して非線形特性

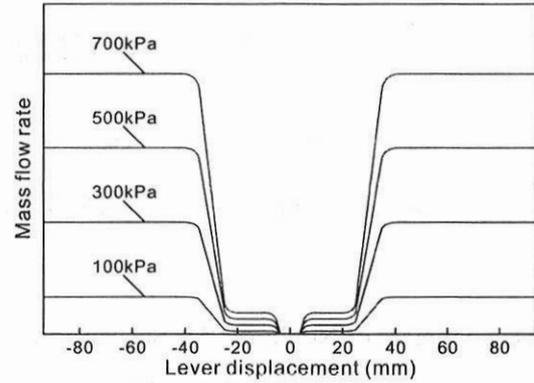


Fig.3 Flow characteristics of LV

を有していることから、その厳密なモデル化が必要となる。LV では、給排気時に、上流または下流圧力のどちらか一方が固定されるため、実験により求めた図3に示す各ゲージ圧に対するLVの流量特性をテーブルとして読み込み、レバー変位および給排気時の上流圧力を引数としてテーブルから内挿することで質量流量を求めることとした。つまり、給気時は元だめ圧力およびレバー変位、排気時には空気ばね内圧およびレバー変位から求まる質量流量 \dot{q}_L を時間積分することにより、各時刻での空気量を決定する。

2.3 差圧弁 (DPV) モデル

空気ばねの左右内圧差による輪重アンバランスを抑制するために、差圧がある設定値を超過すると差圧弁が開き、左右空気ばねの内圧差が抑制される。DPV では上流および下流圧力が各時刻で様々に変化するため、LV のように給気圧力や排気圧力のように、一方の圧力が一定と仮定できないため、テーブル内挿により各時刻での流量を決定することは困難となる。そこで、補助空気室の上流圧力を P_{BU} 、下流圧力を P_{BD} として、管オリフィスを通る圧縮空気の理論式(5)を用いて差圧弁を通過する流量を決定する。

$$\dot{q}_D = \begin{cases} \pm C_D A_D \sqrt{P_{BU} \rho_{BU} \frac{2\kappa}{\kappa-1} \left\{ \left(\frac{P_{BD}}{P_{BU}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{BD}}{P_{BU}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} & \text{for } \frac{P_{BD}}{P_{BU}} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \pm C_D A_D \sqrt{P_{BU} \rho_{BU} \kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & \text{for } \frac{P_{BD}}{P_{BU}} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{cases} \quad (5)$$

ここで、臨界圧力比以下の状態では上流側の圧力により一意に流量が決定し、臨界圧力比以上の状態では、上流および下流圧力によって質量流量が決定する。上式から求まる質量流量を積分することによりDPVを通過する空気量を決定する。また、流量係数 C_D は実験結果より同定する。

また、流路断面積 A_D は図4に示す弁の開度に応じて変化すると仮定し、この弁の開度を次式のように仮定する。つまり、 d をDPV空気流路断面直径、 A をDPV空気流路断面積、 x を弁の変位とすれば、差圧が設定値を超えた場合の弁の変位は次式のように与えられる。

$$x = \frac{\Delta P - P_{set}}{k} A \quad (6)$$

ここで、 k は開閉弁のばね定数である。その際、下流側へ流出する空気を通る面積は、 $A' = \pi d x$ と与えられるため、流路断面積 A_D を以下のように3通りに場合分けをして定義する。

$$\left. \begin{aligned} \Delta P < P_{set} &\Rightarrow A_D = 0 \\ \Delta P > P_{set} \ \& \ A > A' &\Rightarrow A_D = A' \\ \Delta P > P_{set} \ \& \ A \leq A' &\Rightarrow A_D = A \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

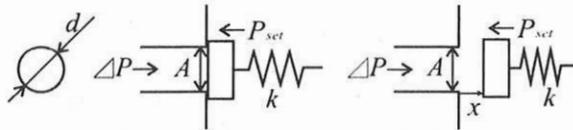


Fig.4 Valve model of DPV

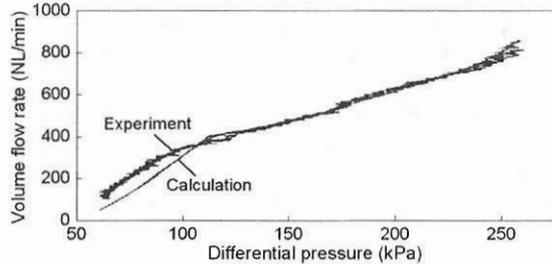


Fig.5 Flow characteristics of DPV

差圧設定 50kPa の条件における流量特性（差圧に対する質量流量）の試験結果を図 5 に示す。本試験結果から、式(5)を用いて決定される流量と実験による流量が最小となるように流量係数 C_D を同定した。解析により求めた結果を同図に示す。本図より、差圧弁の流量特性を精度良くモデル化できていることが分かる。なお、流量が 2 段階の特性を示すのは、弁の開き始め時には、弁の変位がばねの影響を強く受けるためである。

2.4 車両モデルへの統合

以上から、左右一組の空気ばね系を考えると、2つの空気ばねおよび LV と左右 2つの空気ばねを繋ぐ 1つの DPV の空気量を q_A 、 q_L および q_D とすれば、その支配方程式は次式に示す 1 階の常微分方程式としてまとめられる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{q}_A &= f(q_A, q_L, q_D, x_A) \\ \dot{q}_L &= g(P_A, x_L) = g(q_A, q_L, x_A, x_L) \\ \dot{q}_D &= h(P_{BL}, P_{BD}) = h(q_A, q_D) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここで、 x_A および x_L はそれぞれ、両空気ばねおよび LV レバーの変位をまとめたベクトルである。以上から、左右の空気ばね力は、式(4)を用いて

$$F_{AS} = w(q_A, q_L, x_A) \quad (9)$$

のように表される。一方、車両運動解析に用いるマルチボディダイナミクスの運動方程式は、その一般化座標を q とおけば、次式のように与えられる⁶⁾。

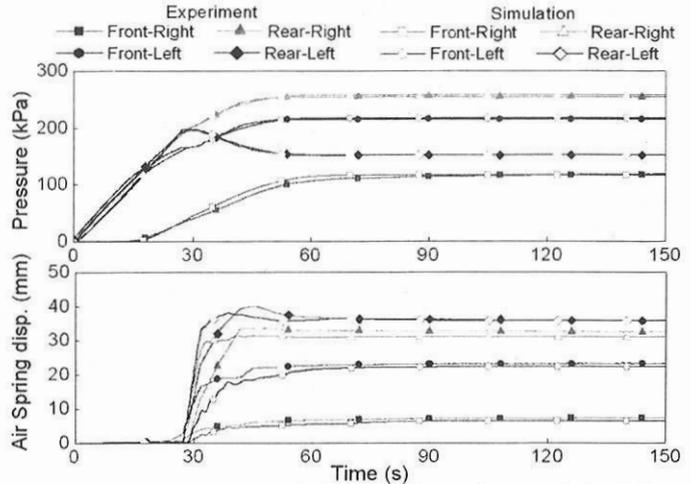
$$\left. \begin{aligned} M\ddot{q} + C\dot{q} + \lambda &= Q \\ C(q, \dot{q}) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ここで、 $C(q, \dot{q}) = 0$ はボディ間のジョイントを定義する拘束方程式である。式(10)の一般化力 Q に式(9)の台車枠（またはボルスタ）と車体に作用する一般化力として考慮することにより、非線形空気ばねを考慮したマルチボディダイナミクス解析が可能となる。本研究では、空気ばね系を MATLAB/SIMULINK™ で構築し、それを Co-simulation を介して、車両解析コード SIMPACK™ に組み込んだ。

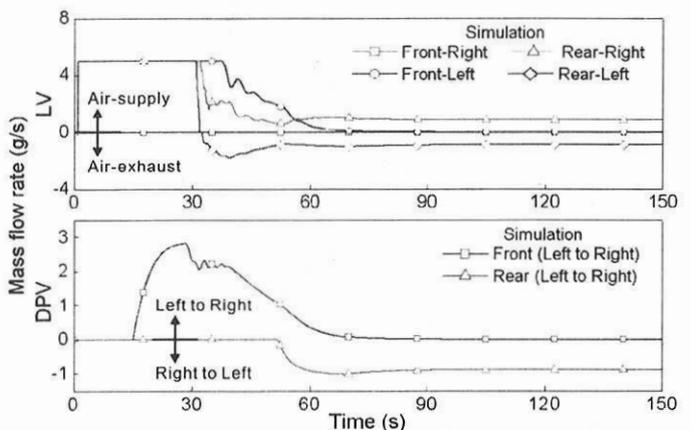
3. 実験とシミュレーションの比較

3.1 空気ばね立ち上げ試験

提案する LV および DPV を含む空気ばね系モデルの妥当性検証を行うため、LV および DPV が連動する空気ばね立ち上げ試験による実験結果と計算結果の比較を行う。はじめ



(a) Pressure and Air spring displacement (experiment and simulation)

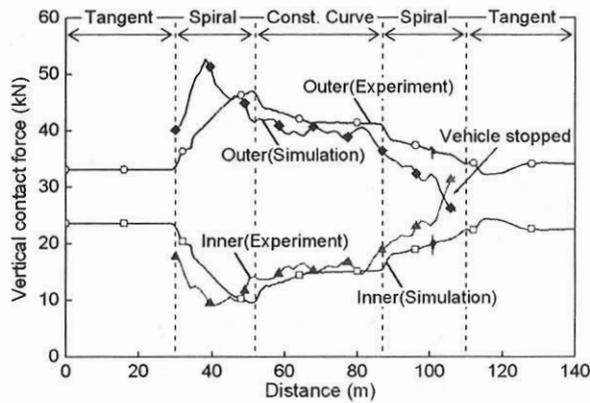


(b) Mass flow rate of LV and DPV (simulation)

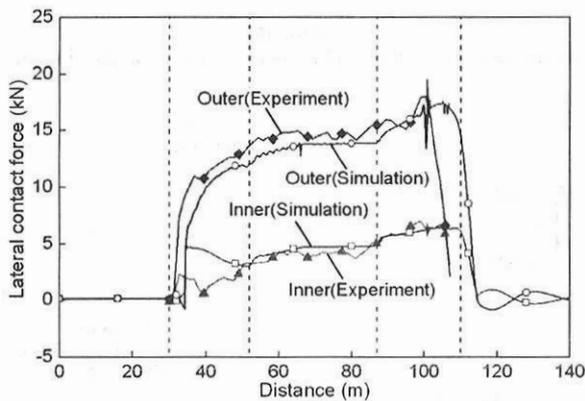
Fig.1 Result of stationary test

に、1 車両全ての空気ばねの空気を抜き、その状態で前右側車右側の LV が動作しないと意図的に設定し (LV 中立フェール)、それ以外の 3つの LV を正常に動作させた場合における空気ばね挙動を実験と計算で比較する。

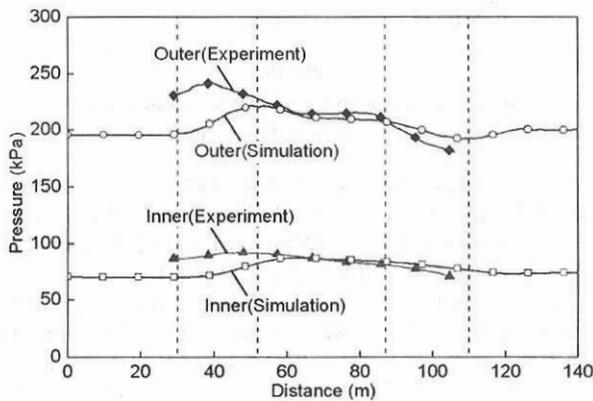
図 6 に実験および計算より得られた空気ばね内圧、空気ばね上下変位および計算により求めた LV および DPV の空気流量を示す。はじめに、前右側車右側 LV 以外は正常に作動し、空気ばねに給気され、内圧が上昇していることが分かる。その後、約 15 秒において前右側車右側空気ばねの差圧が設定圧をこえて DPV が作動することにより、前右側車右側に空気が流入し、内圧が上昇し始める。そして、約 28 秒において空気ばねが立ち上がり、変位が上昇していく様子が確認できる。一方、LV 中立フェール状態である前右側車右側の空気ばねは DPV からのみ給気されるため、空気ばね内圧および変位の上昇がともに小さく、その対角位置に位置する後右側車左側の空気ばね変位は大きく上昇していることが確認できる。これにより、後右側車左側の LV は約 31 秒で中立位置をこえて排気状態となり、内圧は逆に減少している。その後、前右側車右側は DPV からの給気、前右側車左側および後右側車右側の空気ばねは LV からの給気、後右側車左側は LV からの排気という状態が続き、70~80 秒付近において一定内圧およびばね変位に収束していることが分かる。最終的には、前右側車右側 LV のフェールにより対角位置にある後右側車左側の内圧が小さくなり、逆に前右側車左側の空気ばねとその対角位置にある後右側車右側の内圧



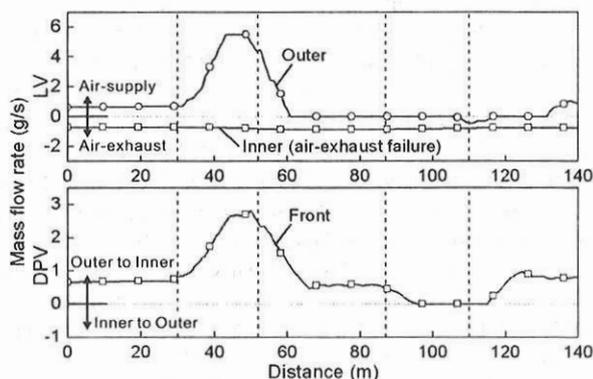
(a) Vertical contact force



(b) Lateral contact force



(c) Air spring pressure



(d) Mass flow rate of LV and DPV (simulation)

Fig.7 Comparison between experiment and simulation of running test

が大きくなり、対角状に車体を支持している様子が分かる。このようにLVとDPVが複雑に連動した空気ばねの内圧、変位の一連の挙動をシミュレーションモデルによって忠実に表現できており、LVおよびDPVを含む空気ばね系が提案手法により精度良くモデル化できていると言える。

3.2 LV 排気フェール時の曲線走行試験

次に、LV および DPV の効果が顕著に現れる LV フェール時における曲線通過解析を行い、試験結果との比較を行う。曲線半径 120m, カント 44.6mm, スラック 18mm の曲線を、前台車内軌側の LV が排気し続けるように設定した状態で (LV 排気フェール)、低速 10km/h で走行させた際の、第 1 軸内外軌の輪重、横圧および前台車内外軌空気ばね内圧の比較を行う。ここで、DPV の設定圧は 120kPa とした。図 7(a)-(c) に第 1 軸の内外軌輪重、横圧および前台車内外軌空気ばね内圧の実験と計算結果の比較を示す。実験では試験の制約から入口緩和曲線内の 30m の位置から加速を始め、出口緩和曲線内の 90m の位置から減速を始め、緩和曲線出口で停止している。そのため、速度一定を仮定した計算結果とは入口および出口緩和曲線で結果に差異が生じているが、円曲線内において、輪重、横圧および内圧において実験結果と良い一致が見られることが分かる。

また、図 7(c)(d) に示す前台車内外軌空気ばね内圧および LV, DPV 流量において、曲線進入前では内軌側が LV 排気フェールとなっているため、外軌側が給気となり、DPV が連通状態となっている。入口緩和曲線では軌道の幾何学的なねじれにより外軌側空気ばね変位が減少し、給気されるため、内圧が上昇して DPV による流量が増加していることが分かる。出口緩和曲線では、入口とは逆に外軌側空気ばねの変位が上昇し、少量の排気が行われ、内圧が減少している。これによって差圧が 120kPa 以下となるため DPV が一時的に閉じる。その後、LV フェールの影響により、再び差圧が 120kPa を超えるため DPV が開き、曲線進入前と同じように外気側が給気、内軌側が排気となり、連通状態に戻る。以上から、LV フェールのような内圧が大きく変動するフェール状態を模擬した曲線走行試験においても、実験結果と傾向に良い一致が見られ、提案モデルにより LV および DPV が連動した車両運動特性が正確に表現できていると言える。

4. 結言

本研究では、LV および DPV の流量特性を厳密に考慮した非線形空気ばね系モデルの開発を行い、車両運動と連成した運動解析を可能とした。LV フェール状態における定置試験および走行試験において、LV, DPV および空気ばねが連動した車両運動を提案したモデルにより正確に表現できていることを示した。

参考文献

- 1) 鉄道車両のダイナミクス, 日本機械学会編, 1994.
- 2) 大谷, 他, 車両走行状態監視装置を用いた車両フェール検知に関する研究 (第 3 報: 空気ばね系フェール検知について), 鉄道技術連合シンポジウム, 2011.
- 3) 須田, 熊木, 非線形な空気ばね系を考慮した車両の曲線通過特性の研究, 日本機械学会論文集 C 編, vol.65, No.617, 1998.
- 4) 小柳, 空気ばね防振特性に対する非線形性の影響, 日本機械学会論文集 C 編, vol.52, No.480, 1986.
- 5) 下澤, 遠竹, 非線形減衰特性を考慮した上下系空気ばねモデルの検討, 鉄道総研報告 Vol.22, No.2, 2008
- 6) Shabana, A. A., Zaazaa, K. E. and Sugiyama, H., *Railroad Vehicle Dynamics*, CRC Press, 2008.